

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Technické řešení pojezdu bočního shrnovače

Technical Solutions of Side Scraper Driving Unit

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Student:

Tomáš Damek

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Damek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Technické řešení pojezdu bočního shrnovače**
Technical Solutions of Side Scraper Driving Unit

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky zaměřenou na technické parametry, konstrukci a další požadované vlastnosti shrnovače ZPO3. Zpracujte analýzu zatěžujících sil stroje a vyhodnoťte současnou situaci v oblasti opotřebení nákolků. Navrhněte řešení eliminace opotřebení, rozeberte výhody a nevýhody jednotlivých provedení. Návrhy podložte potřebnými výpočty a analýzami. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel – ArcelorMittal Ostrava a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

ALTMAN, V. – RŮŽIČKA, M. *Technologie a technika skládkového hospodářství*. - Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 1996. ISBN 80-7078-355-9.
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu

V Ostravě dne

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě, bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě archivována v Ústřední knihovně VŠB-TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že bibliografické údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo, bakalářskou práci, nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne

.....

Podpis

Tomáš Damek

Frýdek-Místek

Revoluční 309

738 01

Anotace

DAMEK, T. *Technické řešení pojezdu bočního shrnovače - bakalářská práce*. OSTRAVA: Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 50 s. Vedoucí práce: FRIES, J.

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá odstraněním opotřebení nákolku předních kol příčného shrnovače. V teoretické části je nejdříve popsán samotný shrnovač a následně jsou rozebrány situace, při kterých dochází k opotřebení. Ve výpočtové fázi je proveden silový rozbor, který popisuje složky a velikosti jednotlivých zatížení. Dále byl zhotoven návrh pružného uložení podvozku s důrazem na zamezení přičení. Přílohová dokumentace obsahuje výrobní výkresy jednotlivých součástí mechanismu a výkres jejich sestavy.

Annotation of thesis

DAMEK, T. *Technical Solutions of Side Scraper Driving Unit – bachelor thesis*. OSTRAVA: Department of production machines and desing, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 50 p. Thesis leader: FRIES, J.

Abstract

This thesis is concerned at removing the wheel flange wear of side scraper driving unit. At the theoretical part is first described the scraper and subsequently discussed the situation which causes wear. In the phase calculation is realized strength analysis which describes the parts and the size of each load. Then was made a proposal of spring chassis with an emphasis on preventing leaning ride. The attachments documentation includes manufacturing drawings of each parts of the mechanism and their assembly drawing.

Seznam použitého značení

Označení	Název	Jednotka
a_1	Havarijní součinitel ložiska	-
a_{SKF}	Součinitel zatížení ložiska	-
B_{kl}	Šířka kluzného ložiska	mm
C_o	Statická únosnost	kN
$d_{h_{min}}$	Minimální průměr hřídele	mm
d_1	Velký průměr závitu	mm
d_2	Střední průměr závitu	mm
d_3	Malý průměr závitu	mm
D_e	Velký průměr talířové pružiny	mm
d_h	Průměr díry v hřídeli	mm
D_h	Průměr hřídele	mm
D_i	Malý průměr talířové pružiny	mm
d_{kl}	Malý průměr kluzného ložiska	mm
D_{kl}	Velký průměr kluzného ložiska	mm
d_l	Malý průměr ložiska	mm
D_l	Velký průměr ložiska	mm
e_j	Vzdálenost těžiště od nápravy	m
F_0	Předpětí šroubu	N
F_a	Moment ohybu	N·m
f_{kluz}	Součinitel tření mezi kluznou lištou a odlitkem	-
F_P	Maximální pracovní síla pružiny	N
F_r	Moment ohybu	N·m
f_x	Součinitel tření pro osu x	-
f_y	Součinitel tření pro osu y	-
F_z	Moment ohybu	N·m
h_d	Výška podpory sloupu nad dráhou	m
h_h	Výška podpory sloupu nad dráhou	m
h_o	Výška nezatížené pružiny	mm
h_p	Výška podpory sloupu	m
$H_{s,i,j,T}$	Příčivá síla dle Hannovera	N

I_d	Moment setrvačnosti sloupu podpory pod dráhou	m^4
I_h	Moment setrvačnosti sloupu podpory nad dráhou	m^4
k_s	Statická bezpečnost	-
L_{10}	Životnost ložiska	Otáčka
L_{10h}	Životnost ložiska v hodinách	Hodina
$L_{n,a}$	Životnost ložiska dle SKF	Otáčka
m_h	Hannoverův součinitel	-
M_k	Moment ohybu	$N \cdot m$
M_o	Moment ohybu	$N \cdot m$
n_l	Otáčky ložiska	Ot/min
n_p	Počet dopravovaných prutů	kus
n_w	Počet párů kol s centrálním pohonem	-
P_h	Hannoverův součinitel	-
P_{min}	Minimální zatížení ložiska	N
P_u	Mezní ekvivalentní zatížení	N
P_z	Stoupání závitu	mm
R_{b1}	Reakce tíhy shrnovače na předních kolech	N
R_{b2}	Momentová reakce na předních kolech	N
$R_{1,2}$	Příčivé síly na předních kolech	N
$R_{3,4}$	Příčivé síly na zadních kolech	N
R_a	Reakce tíhy shrnovače na zadních kolech	N
R_A	Reakce tíhy shrnovače na levé nápravě	N
R_b	Výsledná reakce tíhy shrnovače na předních kolech	N
R_B	Reakce tíhy shrnovače na pravé nápravě	N
R_e	Napětí na mezi kluzu	MPa
R_k	Poloměr kola	m
R_m	Napětí na mezi pevnosti	MPa
s_p	Maximální průhyb pružiny	mm
v_a	Rychlost pojezdu shrnovače	m/s
v_b	Rychlost smýkaného kola pojezdu shrnovače	m/s
v_r	Radiální složka rychlosti smýkaného pojezdu	m/s
W_k	Modul průřezu v ohybu	mm^3

W_o	Modul průřezu v ohybu	mm^3
X_{kluz}	Součinitel zatížení kluzného ložiska pro radiální směr	-
Y_{kluz}	Součinitel zatížení kluzného ložiska pro radiální směr	-
α_F	Složka úhlu šikmého pojezdu, daná vůli vodících prvků	rad
α_o	Složka úhlu šikmého pojezdu, daná montážní tolerancí	rad
α_v	Složka úhlu šikmého pojezdu, daná opotřebením stroje	rad
η_c	Součinitel čistoty maziva	-
$\lambda_{s,i,j,T}$	Součinitel příčivé síly dle Hannovera	-
ρ_{ch}	Chocharinův součinitel příčení	-
σ_d	Tahové napětí šroubu	MPa
σ_{dov}	Dovolené napětí	MPa
σ_p	Maximální provozní napětí pružiny	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
φ'	Redukovaný úhel tření	°
μ	Koeficient obtížnosti provozu	-
a	Rozteč vodících prvků	mm
b	Šířka kolejnice	mm
B	Šířka ložiska	mm
C	Dynamická únosnost ložiska	kN
e	Rozvor jeřábu	m
F_p	Předeřinovací síla pružiny	N
g	Gravitační zrychlení	m/s
h	Vzdálenost kluzného pólu	m
H	Příčivá síla dle Chocharina	N
i	Pořadí nápravy	-
j	Pořadí kolejnice	-
k	Bezpečnost	-
K	Skluzová konstanta	-
L	Rozpětí jeřábu	m
m	Hmotnost	m
m_h	Hmotnost jednoho odlitku	kg
M_L	Třecí moment ložiska	N·m
M_p	Třecí moment pružiny	N·m

p	Součinitel styku ložiska a valivých těles	-
P	Kolový tlak	N
P	Ekvivalentní zatížení ložiska	N
Q	Tíha shrnovače	N
R	Příčivá síla dle Lobova	N
r_p	Třecí poloměr pružiny	mm
s	Vzdálenost těžiště od nápravy	m
S	Plocha	mm
T	Třecí síla daná tíhou materiálu	N
x	Vůle vodících prvků	mm
X	Třecí síla na ose x	N
Y	Třecí síla na ose y	N
α	Úhlu šikmého pojezdu	rad
μ	Součinitel tření ložiska	-
τ	Smykové napětí	MPa
ψ	Úhel stoupání závitu	°

Obsah

1	Shrnováč ZPO3	11
1.1	Typologie podvozků	14
2	Zatížení tratě.....	16
2.1	Statické zatížení.....	16
2.2	Dynamické.....	20
3	Příčení.....	21
3.1	Hannover	22
3.2	Chocharin.....	25
4	Výpočet horizontálních sil	26
5	Výpočet třecích sil.....	27
6	Řešení opotřebení.....	28
6.1	Elektronické.....	30
6.2	Mechanické.....	31
7	Návrh odpružení podvozku	32
7.1	Hřídel	32
7.2	Ložiska.....	34
7.3	Mazání	37
7.4	Pružina	39
7.5	Šrouby.....	42
7.6	Návrh kluzného uložení.....	44
8	Metoda MKP	45
9	Závěr.....	46
10	Seznam použité literatury	47
11	Seznam obrázků	48
12	Seznam tabulek	49

1 Shrnovač ZPO3

Příčný shrnovač je zařízení, které periodicky odebírá materiál z výběhového úseku pro plynulé odlévání a hrne jej k chladicímu zařízení, chladníku. Tento proces je realizován přes sadu výklopných tyčí, umístěných v dolní části mostu, tak zvaných palců. Jejich rozmístění je vůči kluzným lištám mírně odsazeno, aby nedocházelo ke kolizím.



Obrázek 1.1 - Příčný shrnovač ZPO3

Dopravovaný materiál je tvořen předlitky (obrázek 1.2) o vysoké teplotě. Žhavá ocel je formována do prutů a maximální délce 8 metrů. Při provozu je počítáno s pohybovým odporem při posouvání. Jedno shrnutí zahrnuje dopravu 6 prutů.

Podvozek shrnovače je v normách označován jako typ C, který je typický zejména pro starší stroje. Jeho hlavní nevýhodou je zastaralá a na údržbu náročná konstrukce. Dnešní typy shrnovačů používají výhradně typ I, kdy je každé kolo poháněno vlastním motorem. Pomocí snímačů je měřena výsledná rychlost kola a je porovnána s ostatními.



Obrázek 1.2 - Dopravovaný materiál

Při pracovním cyklu se dopravovaný materiál a palce shrnovače bezprostředně dotýkají. Dochází tedy k přenosu tepelné energie a to jak do těchto nosníků, tak i do celé konstrukce.

Hlavní pohonnou jednotkou je motor, který předává kroutící moment hřídeli. S použitím převodového zařízení a spojky, se tato hřídel otáčí na dvou letmo uložených kolech a působí na pastorky na jejím konci. Ty zabírají s ozubeným hřebenem a celé zařízení se tak dává do pohybu.

Při konstrukci shrabovače je kladen vysoký důraz na nízkou poruchovost a jednoduchou vyměnitelnost dílů. Jakákoliv nepředpokládané odstavení či havárie zamezí produkci celé výrobní linky. Finanční ztráty s tímto spojené jsou obrovské. Je tedy zapotřebí brát ohled i na nízké opotřebení součástí a snadnou obsluhu.

Dráha je svařované konstrukce a je na ni umístěna kolej mostu, ozubený hřeben pro ozubené kolo pohonu mostu a mechanické dorazy. Na jedné ze stran je umístěný nosič pro přívod signálů a elektrické energie k elektromotoru. Dráha je podepřena dvěma sloupy

Z důvodu zamezení tepelné roztažnosti konstrukce, je shrnovač osazen tepelnými kryty slouží k odstínění jednotlivých částí konstrukce od účinků sálavého tepla.

Most tvoří hlavní část shrnovače. Jeho účelem je propojení jednotlivých větví podvozku. Na jeho konstrukci je upevněna pohonná jednotka a převodovka, která předává kroutící moment centrální hřídeli. S ohledem na celkovou únosnost, není konstrukce zhotovena z plného materiálu. Most je tvořen svařovanými plechy o tloušťce 10 mm, které jsou dostatečně slabé, aby zabránili přílišné kumulaci tepla, ale zároveň jsou natolik tuhé, aby i při maximálním provozním zatížení nedošlo k významnému prohnutí a tak k poškození konstrukce.

Při návrhu nových mostových konstrukcí je kladen důraz na nízkou hmotnost. Každý kilogram váhy navíc, se negativně projeví na opotřebení kol a zvyšuje tak nákladnost provozu. Čím vyšší bude zátěž kola, tím větší bude jeho odpor proti valení. Déle se zvětšují požadavky na pohon shrnovače a roste opotřebení dráhy.

Podvozek se skládá ze skříně, ve které jsou uložena kola. Ta jsou zhotovena z materiálu CK45, metodou kování. Kola jsou povrchově zušlechťena. Výsledná pevnost je 780 MPa. Konstrukce kola je přizpůsobena provozu shrnovače. Přední kola jsou opatřena nákolkem, který brání vyjetí jeřábu z jeřábové dráhy, v případě přičení.

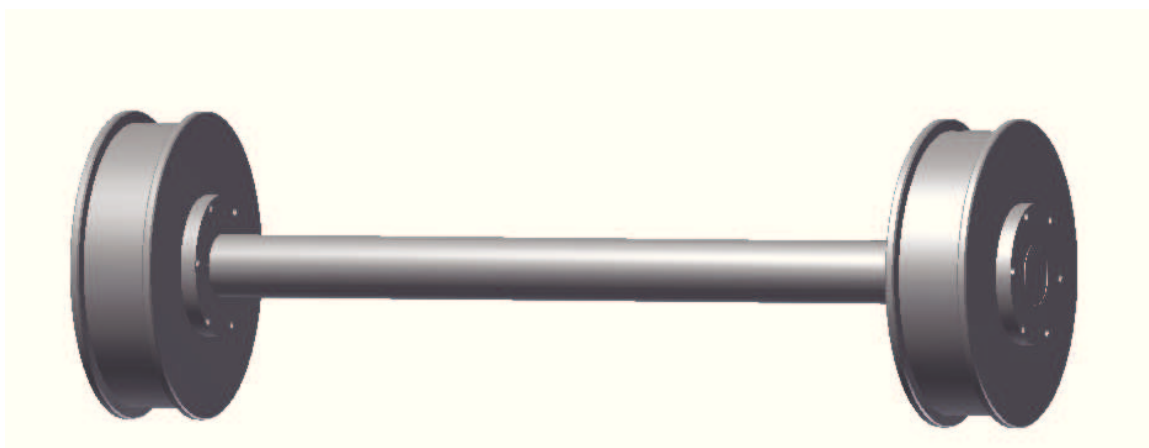
Tabulka 1.1 - Technické parametry shrnovače

Délka pojezdu mostu	8,3 m
Rychlost vpřed	0,5 m/s
Rychlost vzad	0,61 m/s
Průměrný počet shrnovacích proudů	6 kusů
Délka dopravovaného materiálu	4 – 12 m
Maximální hmotnost jednoho kusu	1 700 kg
Výkon motoru	37 kW
Hmotnost	2 450 kg

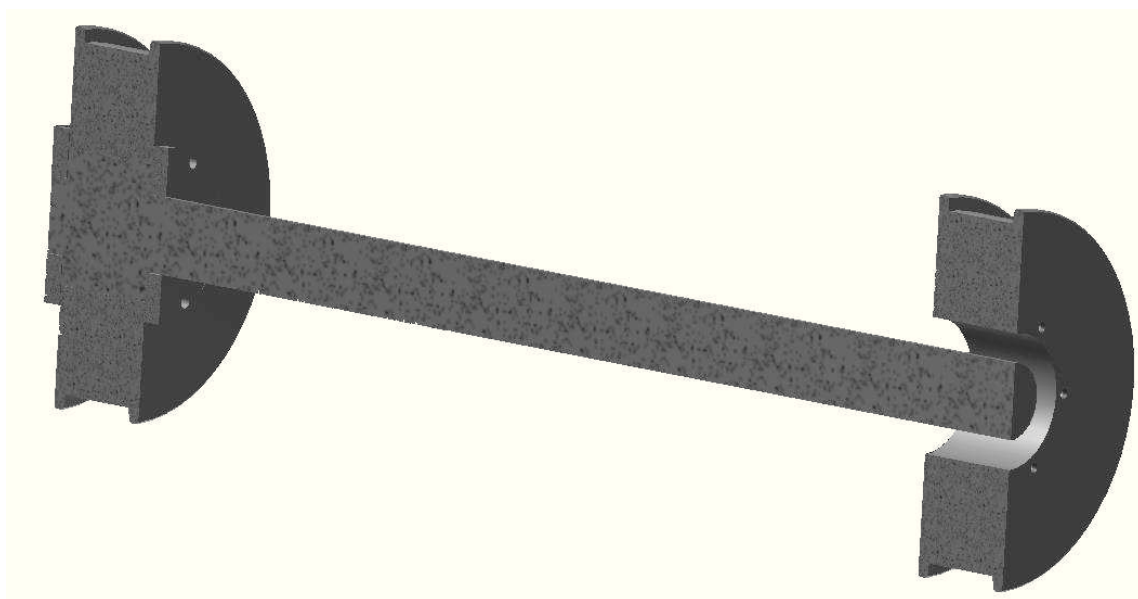
1.1 Typologie podvozků

Jednotlivé typy podvozku se dělí dle fixace kola a způsobu pohonu. Pohon typu C je typický jedním centrálně uloženým motorem, který pohání všechny nápravy. Opakem tohoto způsobu je systém I, ve kterém má každé kolo svůj vlastní elektromotor. Pokud hřídel kolem volně prokluzuje, jedná se o uložení typu M. Pokud však dochází k zamezení relativního pohybu kola a hřídele jedná se o typ F.

Dvojkolí typu C



Obrázek 1.3 - Podvozek CFF

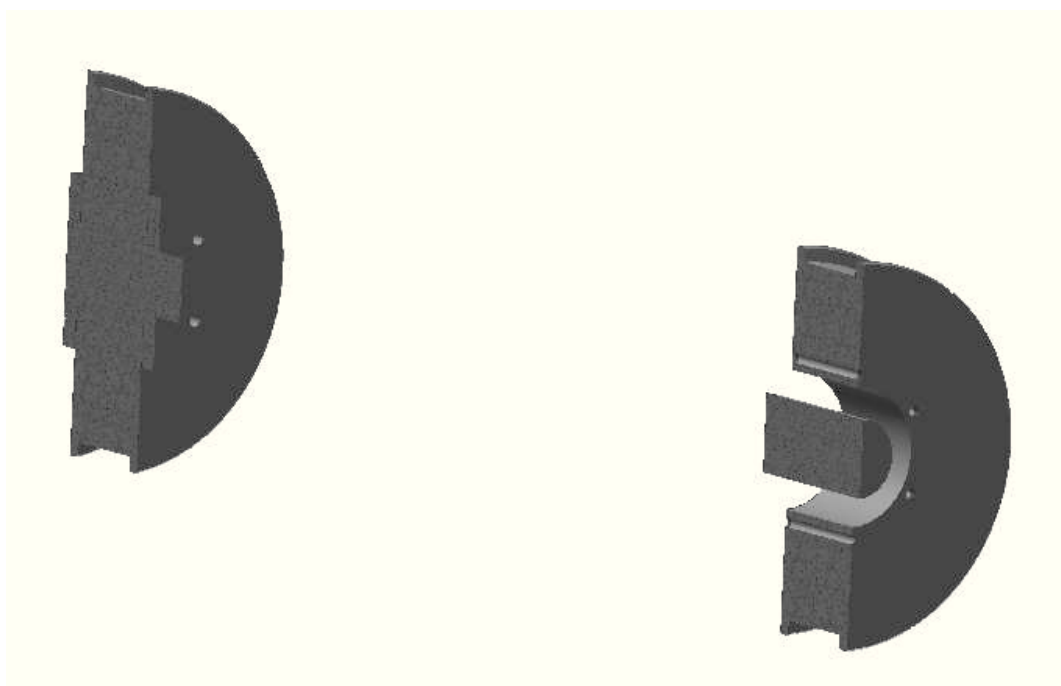


Obrázek 1.4 - Podvozek CFM

Dvojkolí typu I



Obrázek 1.5 - Podvozek IFF



Obrázek 1.6 - Podvozek IFM

Systém pohonu C (viz obrázek 1.7 a obrázek 1.8), který je na řešeném shrnovači proveden způsobuje, že krom příčné třecí síly vzniká i podélná třecí síla. Ta působí v ose koleje a je tedy nutné zahrnout ji do výpočtu celkového opotřebení. Tento způsob pohonu je zastaralý a dnes se již nepoužívá. U preferovaného systému uložení I (viz obrázek 1.5 a obrázek 1.6) tento problém odpadá.

2 Zatížení tratě

Při provozu příčného shrnovače dochází k interakci několika sil, které se významně podílí na době životnosti jednotlivých dílů. Účinek těchto sil se projevuje jako změna napjatosti soustavy, což můžeme definovat jako zatížení

Hlavní aspekty zatěžování

- Proměnlivé teplo je palčivý problém zvláště při dlouhodobém nasazení v hutním průmyslu. Při prvních hodinách pracovní směny je teplota velice nízká. Konstrukce má jen nepatrně rozdílnou teplotu okolí a teplotní prodloužení je zanedbatelné. Po čas pracovního nasazení dochází k ohřevu konstrukce, změně rozměru a následně i napětí.
- Rozdílné kolové tlaky jsou výsledkem provozního opotřebení. Jeřáb nedosedá na dráhu rovnoměrně. Tato nesymetrie se projeví jak v jednotlivých větvích pojezdu, tak taky mezi levým a pravým kolem.
- Posun tratě je důsledek tepelného a mechanického působení. Pokud při pojezdu shrnovače po dráze dojde k přílišnému průhybu, změní se parametry posuvu a vzniká přídavné zatížení.
- Excentrické uložení podpěr pojezdových nosníků je důsledek špatného zaměření tratě. Délka rozchodu kolejí není po celé délce konstantní. Při snížení jmenovité hodnoty dochází k nucenému posuvu kol, a následnému kontaktu dráhy s nákolky.

2.1 Statické zatížení

Můžeme dělit dle

- působení sil v čase
- pravděpodobností výskytu
- jmenovitou velikostí
- periodicitou

Výsledné působení je tedy značně nahodilé a nelze jej exaktně popsat. Při práci s takovými to údaji zavádíme součinitele zatížení, které nám pomáhají, v kombinaci s očekávanými hodnotami, pokrýt mezní stav použitelnosti. Použití součinitelů má i bezpečnostní charakter. Ovšem při zbytečně velké naddimenzaci dochází často k ne hospodárnému návrhu a následně negativnímu ovlivnění provozu.

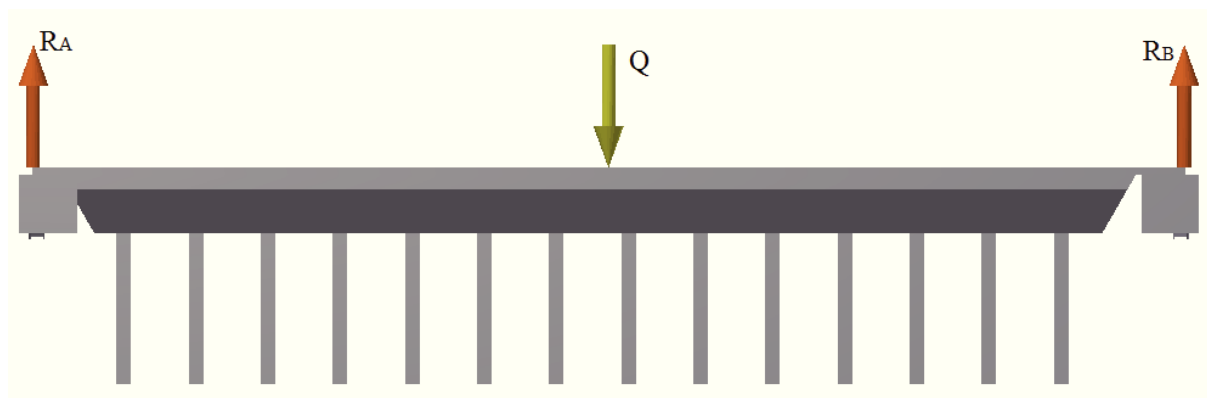
Stálé zatížení představuje zejména tíhové zatížení sloupové podpory jeřábové dráhy. Celková hmotnost je dána součtem všech zařízení nad úrovní podpor. Jako například dráhové dorazy motor, kabeláž, teplené kryty.

Neppravděpodobná zatížení zahrnují nahodilé jevy jako například zatížení konstrukce z důvodu výbuchu v okolí, zkratu elektroinstalace, sesuvu půdy, zemětřesení, povodně.

Nečekaná zatížení reprezentují zejména nepředvídatelné děje, rázového charakteru jako je například roztahování v důsledku klimatických změn, sedání podpor, přičení podvozku, větší objem dopravovaného materiálu, provoz při opotřebení stroje, zatížení plošin či lávky.

Tíhové zatížení

Konstrukce mostu je symetrická (obrázek 2.1), reakce na každé straně musí odpovídat polovině tíhy mostu.



Obrázek 2.2 - Zátížení mostu

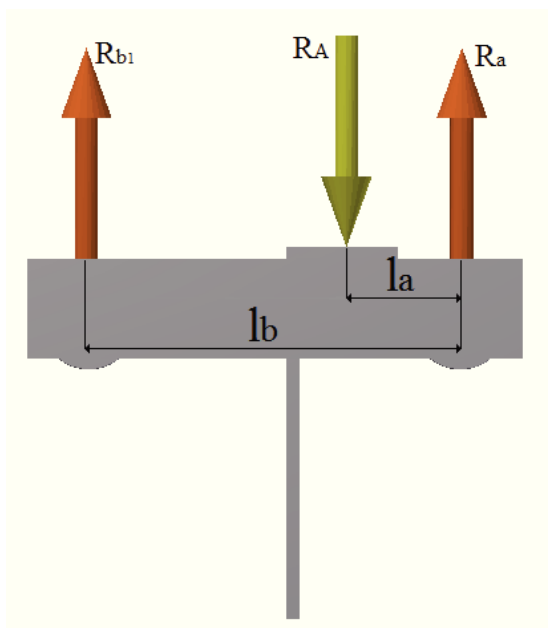
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$Q = R_A + R_B \quad (1)$$

$$R_A = R_B = \frac{Q}{2} \quad (2)$$

$$R_A = 12017,25 \text{ N}$$

Uchycení mostu na jednotlivých nápravách je nesymetrické (obrázek 2.3). Je to z důvodu redukce kroutícího momentu, který působí třecí síla při klouzání materiálu po kluzných lištách.



Obrázek 2.4 - Zatížení levé nápravy

Výpočet tíhového zatížení předních kol

$$\sum M_{ia} = 0$$

$$0 = l_a \cdot R_A + l_b \cdot R_{b1} \quad (3)$$

$$R_{b1} = \left| \frac{l_a \cdot R_A}{l_b} \right|$$

$$R_{b1} = \left| \frac{0,7 \cdot 12017,25}{1,565} \right|$$

$$R_{b1} = 5375,13 \text{ N}$$

Výpočet tíhového zatížení zadních kol

$$\sum F_{iy} = 0$$

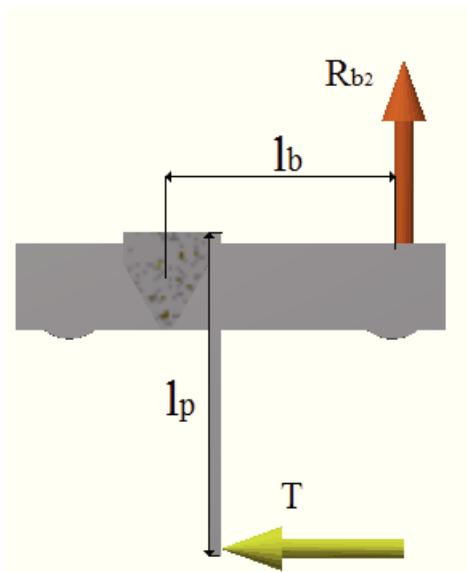
$$0 = R_A - R_{b1} - R_a \quad (4)$$

$$R_a = R_A - R_{b1}$$

$$R_a = 12017,25 - 5375,13$$

$$R_a = 6642,12 \text{ N}$$

Zatížení vlivem posuvu materiálu



Obrázek 2.5 - Zatížení krutem

Výpočet třecí síly

$$T = m \cdot n \cdot g \cdot f_{\text{kluz}} \quad (5)$$

$$T = 1700 \cdot 6 \cdot 9,81 \cdot 0,15$$

$$T = 15009,3 \text{ N}$$

Výpočet kroutící reakce předních kolech

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$l_p \cdot T = 2 \cdot R_{b2} \quad (6)$$

$$R_{b2} = \frac{l_p \cdot T}{l_b}$$

$$R_{b2} = \frac{1,88 \cdot 15009,3}{1,565}$$

$$R_{b2} = 18030,34 \text{ N}$$

Výpočet výsledného zatížení předních kol

$$R_b = R_{b1} + R_{b2} \quad (7)$$

$$R_b = 6642,12 + 18811,656$$

$$R_b = 23405,47 \text{ N}$$

2.2 Dynamické

Je důsledek pohybu kola po nedokonalé trati. Hlavní příčinou zatížení je například

- špatná konstrukce koleje, nebo její excentrické uložení k hlavnímu nosníku
- neodborný zásah do konstrukce podpor a následné negativní ovlivnění tuhosti
- úkony spojené s akcelerací
- vady podvozku spojené s nedodržením tolerance

Špatná geometrie kola může být způsobena jak výrobou, tak i provozem. Je nezbytné kontrolovat kvalitu materiálu kola a minimalizovat míru vměstků. Povrch kola musí být zušlechťen po celém svém pracovním povrchu tak, aby vydržel provozní zatížení. Nesmí dojít k překročení výrobní tolerance. Při pojezdu shrnovače může dojít k rázovému zatížení kola, které způsobí plastickou deformaci (obrázek 2.4). Ta se dále projeví ve zvýšení kolového tlaku kola. Pokud by došlo i k ovlivnění geometrie nákolku, může docházet k častějšímu kontaktu s bokem kolejnice.

K zjišťování vad kol existuje nepřeberné množství elektronických zařízení. Kromě běžných nedestruktivních metod souvisejících s magnety nebo ultrazvukem, byly pro účel kontroly opotřebení kol vyvinuty speciální skenery. Princip jejich funkce spočívá v porovnání a vyhodnocení nasnímané křivky s uloženým ideálem.



Obrázek 2.6 - Vada kola [1]

3 Příčení

Při pojezdu shrnovače po kolejové dráze dochází k vybočení z přímého směru, a následný kontakt vodících prostředků s pojezdovou dráhou. Tento jev se nazývá příčení. Jeho nedílnou součástí je vyvození třecích sil, které způsobují značné opotřebení.

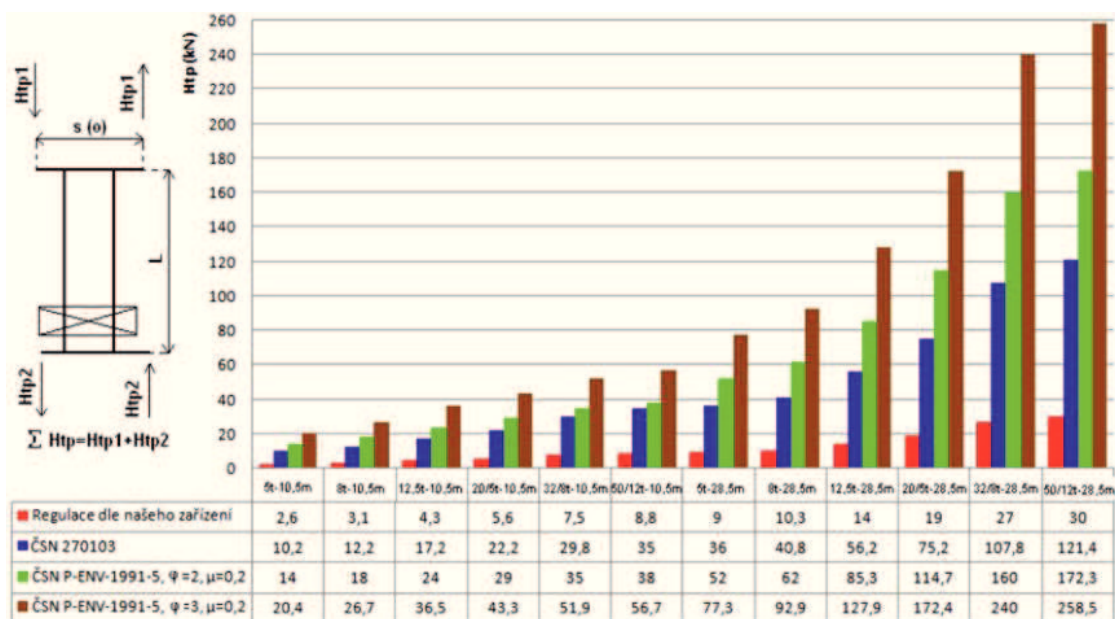
Hlavní příčiny vzniku

- Nerovnoměrné opotřebení kol
- Nerovnoměrný záběr kola
- Špatné uložení kolejí
- Rozdílné podmínky odvalování

Metody omezení, nebo úplné eliminace, příčivých sil se dělí na dvě hlavní skupiny. Konstrukční řešení je založeno na použití speciálně vyvinuté součásti která zabranuje opotřebení.

Elektrické řešení upravuje podmínky pohybu. Je založeno je snímání otáček jednotlivých kol a následném vyhodnocování. Toto řešení je typické pro novější typy podvozků.

Obě řešení budou rozebrány podrobně v následujících kapitolách. Velikosti příčných sil jsou partné z následujícího grafu, který zobrazuje záznamy společnosti Temex, která se zabývá elektrickým řešením příčení jeřábů.



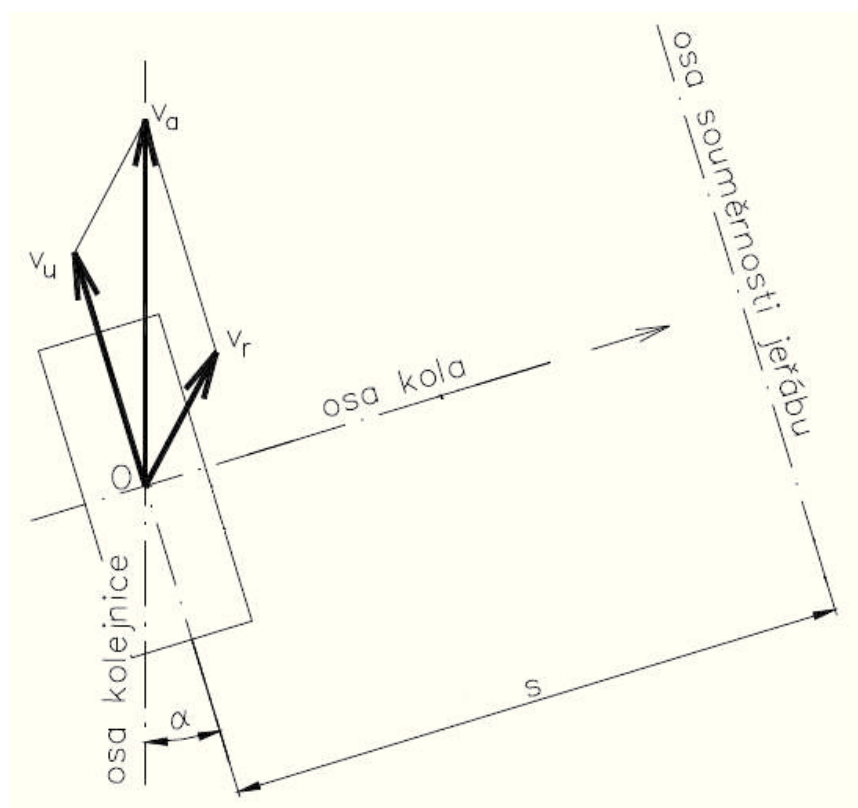
Obrázek 3.1 - Záznamy společnosti Temex [2]

3.1 Hannover

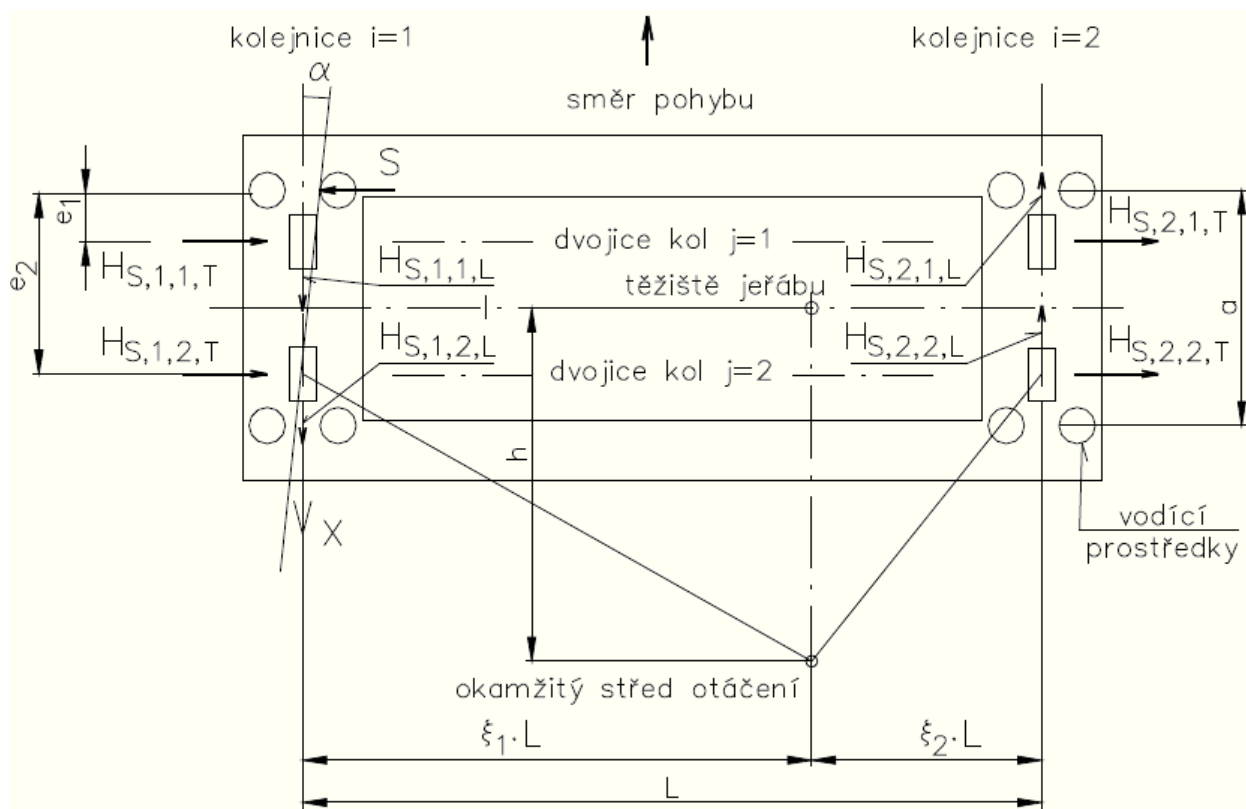
Výpočet horizontálních silových účinků dle Hannovera vychází z kinematicko-statického rozboru. Vypracovaná početní metoda pro určení velikosti sil, působících v mechanické soustavě podvozek a dráha, pomíjí řadu technických aspektů. Například předpokládá, že při pojezdu nedochází k významnému průhybu a pojezdová kola mají jen zanedbatelně rozdílnou geometrii. Výsledky této práce slouží jako podklady pro normu Din 15018 a En 1991-3.

Hannover pracoval s originálním pojetím, vysvětlující působení sil při provozu stroje. Definoval takzvaný šikmý běh, což je děj, při kterém se jedna strana podvozku dotkne nákolkem pojezdové dráhy, čímž se iniciuje příčná síla, které způsobí podobný dotek na opačné straně podvozku (obrázek 3.3). Při každém kontaktu kolejnice s nákolkem vznikají horizontální třecí síly.

Kola se od své původní ideální dráhy liší o úhel α , který dělí rychlost na dva druhy. Absolutní, která je vyvozena krouticím momentem motoru a relativní, která je dána ztrátami působenými při interakci kol a nákolku. Kolo je tedy částečně smýkáno po kolejnici. Pro lepší pochopení viz obrázek 3.2.



Obrázek 3.2 - Šikmý běh kola [3]



Obrázek 3.3 - Model šikmého běhu dle Hannovera [3]

Velikost příčných sil

$$H_{S,i,j,T} = f \cdot \lambda_{S,i,j,T} \cdot Q \quad (8)$$

$\lambda_{S,i,j,T}$ je hannoverův součinitel příčení, viz Tabulka 3.1

i značí pořadí nápravy

j určuje pořadí kola

Velikost příčných sil je kromě provozního zatížení závislá na i vzdálenosti kluzného pólu a velikosti úhlu šikmého běhu. Ten se skládá ze tří složek

- α_F definuje uhel šikmého postavení. Ten vzniká mezi kolejnicí a kolem, popřípadě vodící kladkou

$$\alpha_F = \frac{0,75 \cdot x}{a} \quad (9)$$

x vůle mezi vodícími prvky

a rozteč vodících prvků

Minimální doporučená hodnota mezery je 5 mm pro vodící prvky a 10 mm pro kola opatřena nákolky

- α_v reprezentuje uhel šikmého postavení způsobený provozem stroje. Jedná se především o opotřebení hlavy kolejnice. Dle Hannovera uvažujeme opotřebení kolejnice jako 10% její hlavové délky pro kola s nákolky a 3% pro vodící prvky.

$$\alpha_v = \frac{0,03 \cdot b}{a} \quad (10)$$

$$\alpha_v = \frac{0,1 \cdot b}{a} \quad (11)$$

b šířka kolejnice

- α_o udává uhel šikmení daný výrobní tolerancí jeřábu a jeřábové dráhy

$$\alpha_o = 0,001 \text{ rad} \quad (12)$$

Tabulka 3.1 - Součinitel přičení [3]

Systém	$\lambda_{s,j}$	$\lambda_{s,1,j,L}$	$\lambda_{s,1,j,T}$	$\lambda_{s,2,j,L}$	$\lambda_{s,2,j,T}$
CFF	$1 - \frac{\sum \theta_j}{nh}$	$\frac{\xi_1 \xi_2 \ell}{n h}$	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{\theta_j}{h}\right)$	$\frac{\xi_1 \xi_2 \ell}{n h}$	$\frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{\theta_j}{h}\right)$
IFF		0	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{\theta_j}{h}\right)$	0	$\frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{\theta_j}{h}\right)$
CFM	$\xi_1 \left(1 - \frac{\sum \theta_j}{nh}\right)$	$\frac{\xi_1 \xi_2 \ell}{n h}$	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{\theta_j}{h}\right)$	$\frac{\xi_1 \xi_2 \ell}{n h}$	0
IFM		0	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{\theta_j}{h}\right)$	0	0

kde n je počet dvojic kol;
 $\xi_1 \ell$ vzdálenost okamžitého středu otáčení od kolejnice 1;
 $\xi_2 \ell$ vzdálenost okamžitého středu otáčení od kolejnice 2;
 ℓ rozpětí jeřábu;
 θ_j vzdálenost dvojice kol j od příslušného vodícího prostředku;
 h vzdálenost mezi okamžitým středem otáčení a příslušným vodícím prostředkem.

3.2 Chocharin

Na základě mnohých experimentů byla vytvořena spolehlivá metoda pro určování hodnot příčných sil. Její použití je vhodné zejména pro stroje, které se nepříčí z důvodu špatné konstrukce, nebo jejího mezního stavu, ale z důvodu provozu a dějů s tím spojených. Typický příklad je nerovnoměrné opotřebení kol. Pokud jeřáb dosedá na kola o různých průměrech nebo na kola s nedokonalou geometrií dochází k různým kolovým tlakům a tím pádem i k prostorovému ohybu konstrukce. Dalšími důvody mohou být například nedokonalé uložení kol, rozdílné podmínky odvalování mezi jednotlivými větvemi pojezdu, rozdílná účinnost brzdění.

Metoda definuje tři základní stavy.

- Běžný provozní stav, při kterém se nic neděje. Vzdálenost mezi nákolkem a kolejnicí je konstantní. Provoz stroje je bez jakýchkoliv vedlejších ztát na výkonu.
- Dotek, při kterém dochází ke kontaktu kolejnice a nákolku, a je jím vyvozena příčná síla. Při tomto stavu dochází ke vzniku dílčích třecích sil. Ty působí značné opotřebení kol, dělí pojezdovou rychlost na absolutní a relativní. Za nepříznivých podmínek může přejít proklouzávání kola ve smyk.
- Totální přičení. Stav kdy dochází ke kontaktu nákolku s kolejnicí, přičemž třecí síla tímto vyvozená je tak velká, že brání pojezdu jeřábu. Kolo se dále netočí. Je smýkáno po kolejnici. Tento stav je extrémní, za běžných podmínek nenastává.

Výpočet velikosti příčné síly dle Chocharina

$$H = \mu \cdot \rho \cdot \frac{l}{e} \cdot p \quad (13)$$

$$\rho = \frac{l + e}{h_0 + 2l} \quad (14)$$

$$h_0 = \frac{h_h \cdot I_h + h_d \cdot I_d}{I_h + I_d} \quad (15)$$

Vztah pro výpočet h_0 pomocí setrvačnosti a délky podpory naznačuje zjednodušené zahrnutí vlivu tuhosti jednotlivých sloupů.

4 Výpočet horizontálních sil

Z důvodu špatných výsledků, pro jeřáb s poměrem rozvoru do 6 a hmotností do 5 t, publikovaných v práci [1] upřednostňuji výpočet dle hannovera

Vzdálenost kluzného pólu

$$h = \frac{\sum_{j=1}^n e_j^2 + n_w \cdot s^2}{\sum_{j=1}^n e_j} \quad (16)$$

$$h = \frac{2^2 + 2 \cdot 4,15^2}{2}$$

$$h = 19,22 \text{ m}$$

Výpočet úhlu šikmého běhu, dle vztahů (9), (11), (12).

$$\alpha = \alpha_F + \alpha_V + \alpha_O \quad (17)$$

$$\alpha = \frac{0,75 \cdot 8}{2000} + \frac{0,1 \cdot b}{a} + 0,001$$

$$\alpha = 0,003 + 0,003 + 0,001 = 0,007 \text{ rad}$$

$$\alpha \cong 0,4^\circ$$

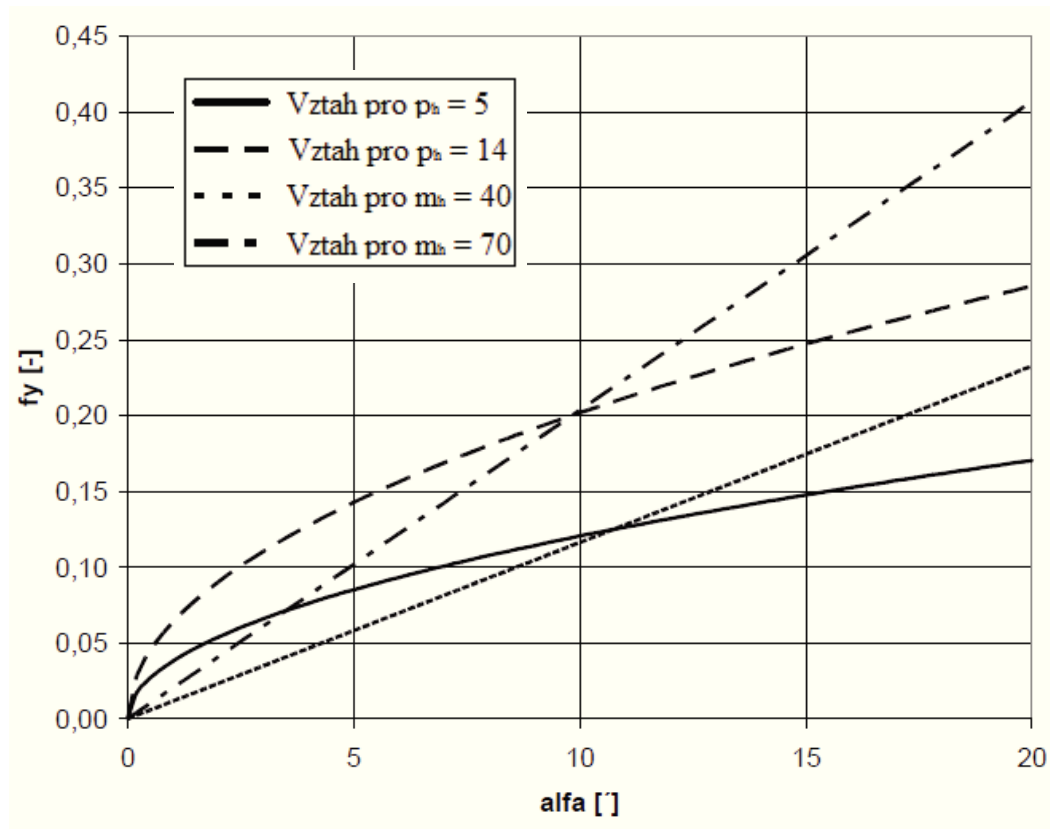
Podmínka šikmení

$$\alpha \leq 0,0015 \text{ rad} \quad (18)$$

$$0,007 \leq 0,0015$$

5 Výpočet třecích sil

Při určování třecích sil vycházel hannovar ze vztahů závislých na provozních součinitelích p_h a m_h . Následující tabulka obsahuje experimentálně vytvořené závislosti součinitele tření a úhlu šikmého pojezdu. Pro další výpočty volím hodnotu $p_h = 7$.



Obrázek 5.1 - Závislost součinitele tření na úhlu šikmení [3]

Příčné tření předních kol

$$Y = f_y \cdot P \quad (19)$$

$$Y = 0,12 \cdot 23\,405,47$$

$$Y = 2\,828,66 \text{ N}$$

Osové tření předních kol

$$X = f_x \cdot P \quad (20)$$

$$X = 0,12 \cdot 23\,405,47$$

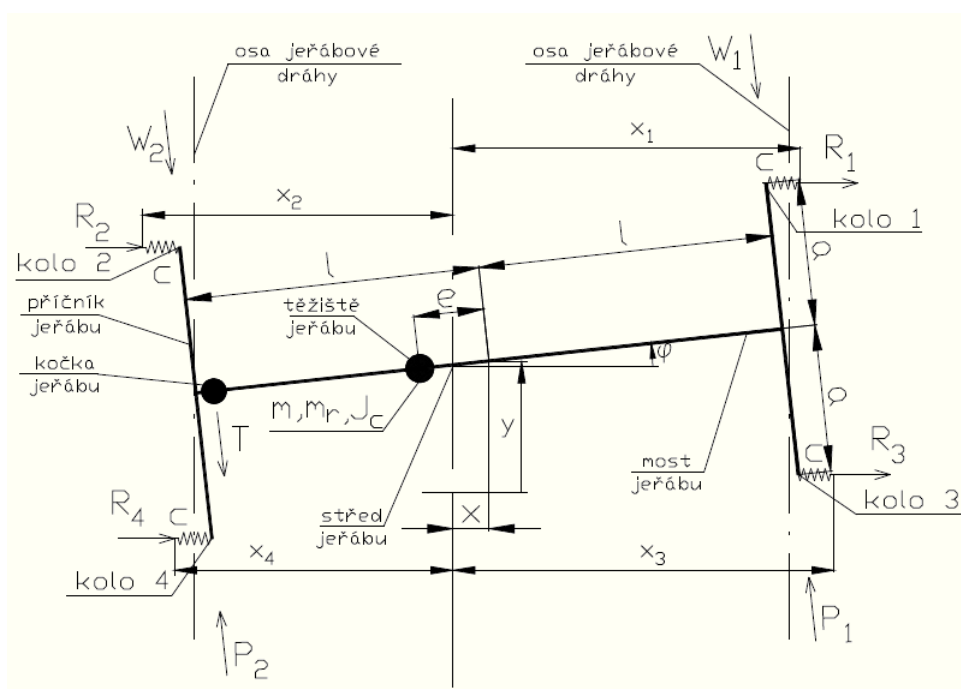
$$X = 2\,828,66 \text{ N}$$

6 Řešení opotřebení

Mezi hlavní důvody proč řešit přičení kol patří zejména jejich opotřebení. Drtivá většina pojezdových kol musí před uvedením do provozu projít řadou technologických procesů a mít co nejpřesnější geometrii. Touto výrobní složitostí je dána výsledná cena, která se pohybuje v řádech desítek tisíc. Je tedy nesporné, že v případě prodloužení životnosti vzniká velká úspora financí. Mezi další aspekty se řadí ztráty, které sebou takto neehospodárný pohyb přináší. Pokud na stroji dochází k přičení. Kroutící moment, vyvinutý motorem, neodpovídá otáčkám kola. Část kinetické energie se ztrácí v podobě tření. Přičené kolo se tak částečně smýká.

Mé řešení opotřebení shrnovače vychází z práce N.A.Lobova. Ten celou problematiku pojmal jako dynamickou úlohu, kterou lze řešit upravením parametru pohybu. Vypracoval soustavu kinematických rovnic, které popisují velikost přičení v závislosti na pozici těžiště. Z té pak odvodil vztahy (22) a (23) nezbytné pro výpočet výsledných reakcí.

Do svých výpočtových modelů počítal i s již zmíněnými výrobními a provozními vadami. Zanedbal vliv průhybu mostu a pohybu břemene při přepravě. Předpokládal, že úhel šikmení v průběhu pracovního cyklu rovnoměrně roste, ale zároveň není rázově ovlivněn. Jeden z možných způsobů zamezení opotřebení tedy spočívá pružném uložení kol, která mají schopnost posunu z místa dotyku kola a kolejnice.



Obrázek 6.1 - Lobův model přičení [3]

Výpočet reakce

$$R = -K \cdot \sigma_y \quad (21)$$

K je skluzová konstanta, (23)

σ_y je skluz jeřábu v příčném směru

Výpočet skluzu

$$G_y = \frac{h - e}{h} \cdot \alpha \quad (22)$$

h je vzdálenost kluzného polu

e je vzdálenost od prvního vodícího prvku

Výpočet kluzové konstanty

$$K = 5,344 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{R_k \cdot P} \quad (23)$$

R_k je poloměr pojezdového kola

Výpočet hodnot pro přední kola

$$K = 5,344 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{0,36 \cdot 23405,47} = 2099519$$

$$G_y = \frac{h - e}{h} \cdot \alpha = 0,007$$

$$R_{1,2} = -K \cdot \sigma_y = -2099519 \cdot 0,007 = |34,338| \text{ kN}$$

Výpočet hodnot pro zadní kola

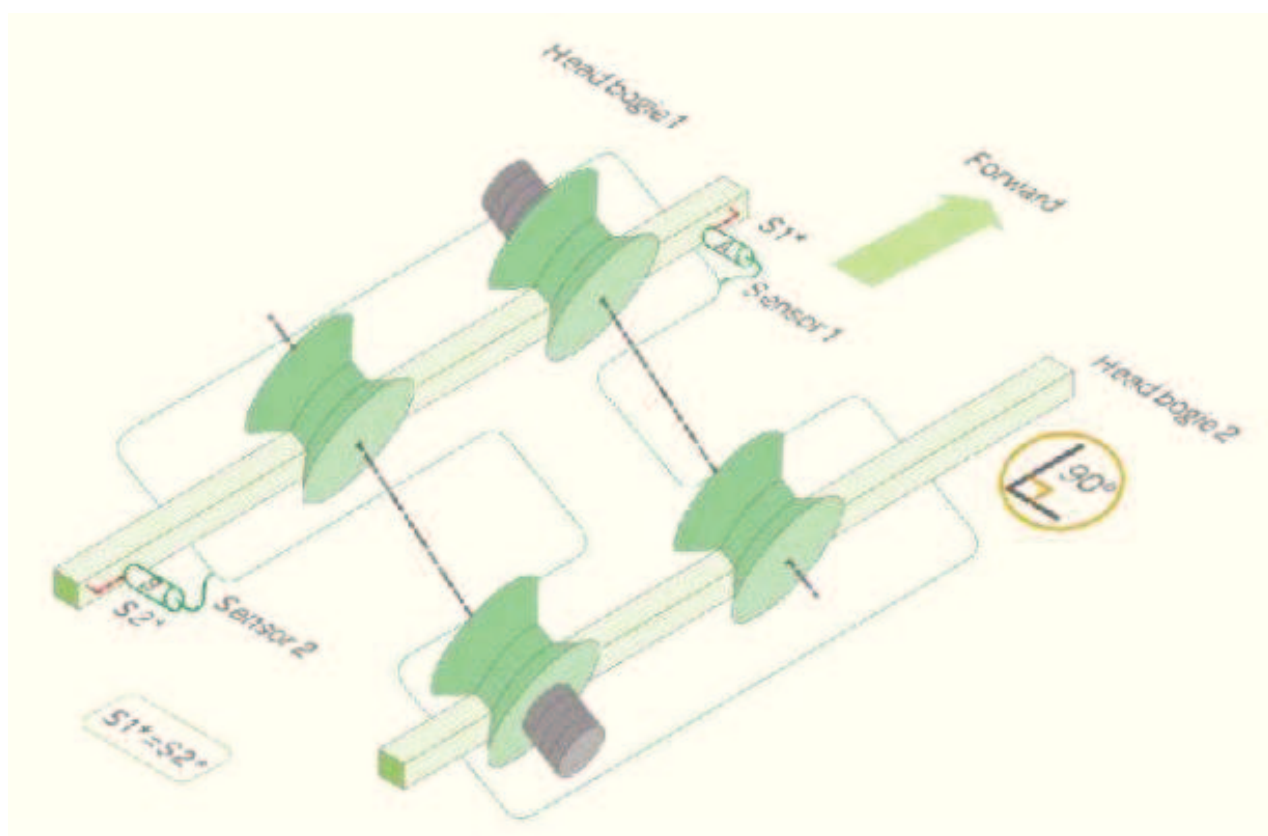
$$K = 5,344 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{0,36 \cdot 6642,12} = 2613190$$

$$G_y = \frac{h - e}{h} \cdot \alpha = \frac{19,2225 - 2}{19,2225} \cdot 0,007 = 0,006$$

$$R_{3,4} = -K \cdot \sigma_y = -2861162 \cdot 0,0063 = |15679| \text{ kN}$$

6.1 Elektronické

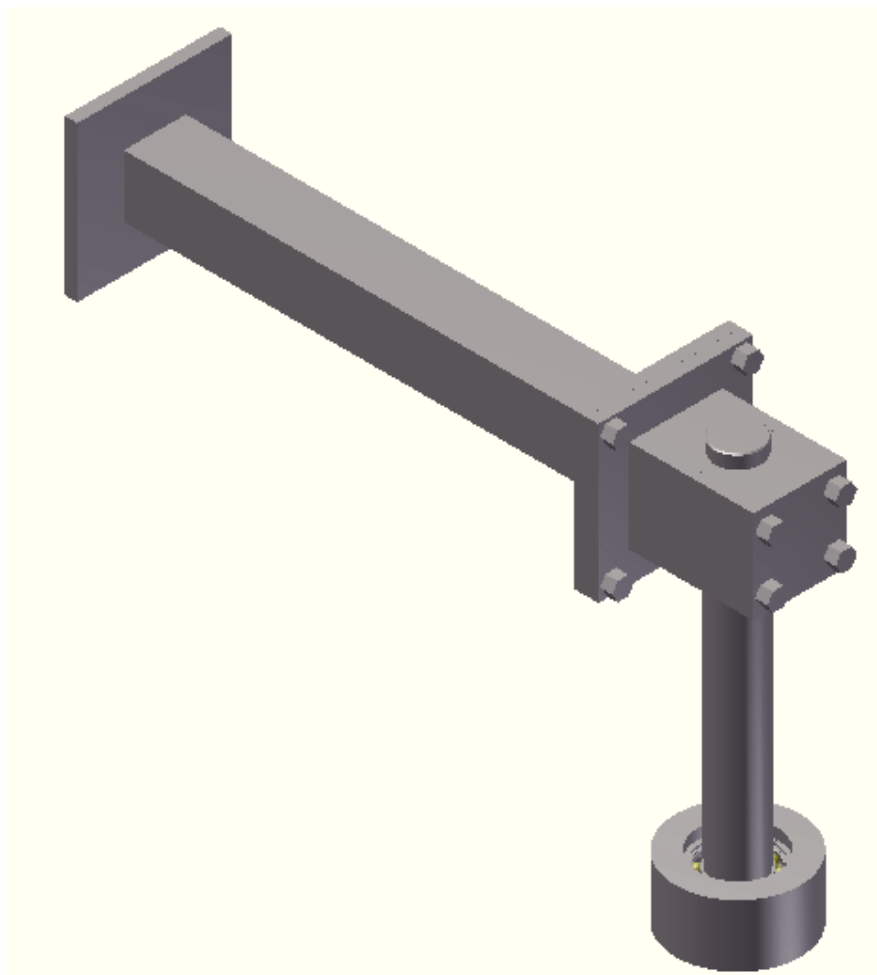
Principem elektrického řešení je aplikace snímací techniky, která dokáže změřit odchylku vůči ideální pozici kola a kolejnice (obrázek 6.2). Výstupem snímačů jsou data, která proudí do centrálního systému, a ten je vyhodnocuje. Pokud dojde k významnému odchýlení, reaguje změnou otáček jednotlivých kol. Tím se srovná relativní a absolutní rychlost kola a nedochází tak ke styku nákolku a kolejnice. Tato metoda má mnohá rizika. Je nutné, aby měl daný stroj poháněné všechny kola. To zvyšuje velikost investic v podobě většího počtu motorů, byť s menším výkonem. Dále je nutno konstrukčně vyřešit jejich uchycení a převod krouticího momentu na jednotlivá kola. Vzhledem k dnešní technologii elektrických motorů, a možnosti zapojení frekvenčních měničů, odpadá nutnost instalace převodovky. Každé takto konstruované kolo musí být opatřeno brzdou. Není možno nechat jeřáb dojet odporem až na doraz. Jednak hrozí riziko dynamického brždění, což značně zvýší opotřebení, a pak také samotný ráz by se nepříznivě projevil na životnosti celé konstrukce.



Obrázek 6.2 - schéma uložení senzorů [4]

6.2 Mechanické

Konstrukční řešení je založeno na zhotovení přídavné součásti, která upravuje pojezdové vlastnosti shrnovače. Mezi typické způsoby zabránění působení příčných sil patří zhotovení konických kol. Tyto kola se od běžných liší svou geometrií. Lineární záběrová část je nahrazena křivkou. Princip funkce je založený na rozdílných rychlostech jednotlivých náprav. V momentu kdy dojde k příčení, dochází ke snížení rychlosti jedné stany shrnovače. Smýkané kolo vlivem geometrie stoupá na místo většího průměru, čímž získá větší oběhovou dráhu a tím pádem i náskok před rychlejším kolem. Dalším typickým způsobem jak zabránit příčnému zatížení je použití vodících kladek (obrázek 6.3). Tyto kladky pracují jako opěrný bod nápravy a zamezují tak příčnému posuvu kola.



Obrázek 6.4 - Vodící kladka

7 Návrh odpružení podvozku

7.1 Hřídel

Hřídel slouží jako nosný prvek kola. Je kluzně uložená v ložiskových pouzdrech a je tedy axiálně posuvná. Na hřídeli jsou nalisována dvě ložiska, která slouží k upevnění pojezdového kola. Jednotlivá kola mají rozdílné zatížení. Zatížení hřídele je statické, zatěžující síla se po dobu provozu nemění. Materiál volen dle [13].

Předběžný návrh průměru hřídele

$$d_{h_{\min}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_o}{\sigma_{Dov}}} \quad (24)$$

$$d_{h_{\min}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 70 \cdot 23405,47}{640}}$$

$$d_{h_{\min}} = 29,47 \text{ mm}$$

Volím hřídel o průměru 90, délky 140 mm.

Statická kontrola navrhovaného průměru

Výpočet napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (25)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_h^4 - d_h^4}{D_h}}$$

$$\sigma_o = \frac{23405 \cdot 70}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{90^4 - 80^4}{90}}$$

$$\sigma_o = 60,96 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti

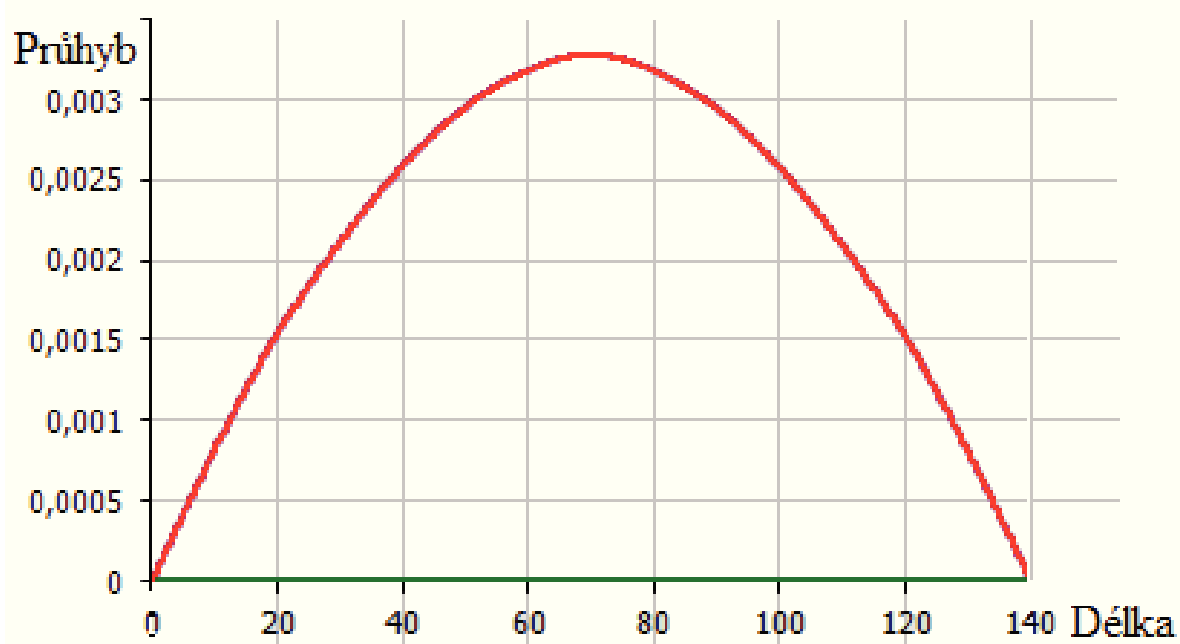
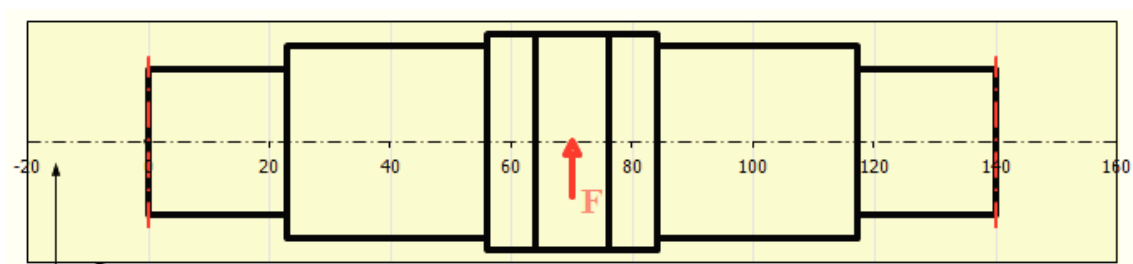
$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (26)$$

$$k = \frac{640}{60,96}$$

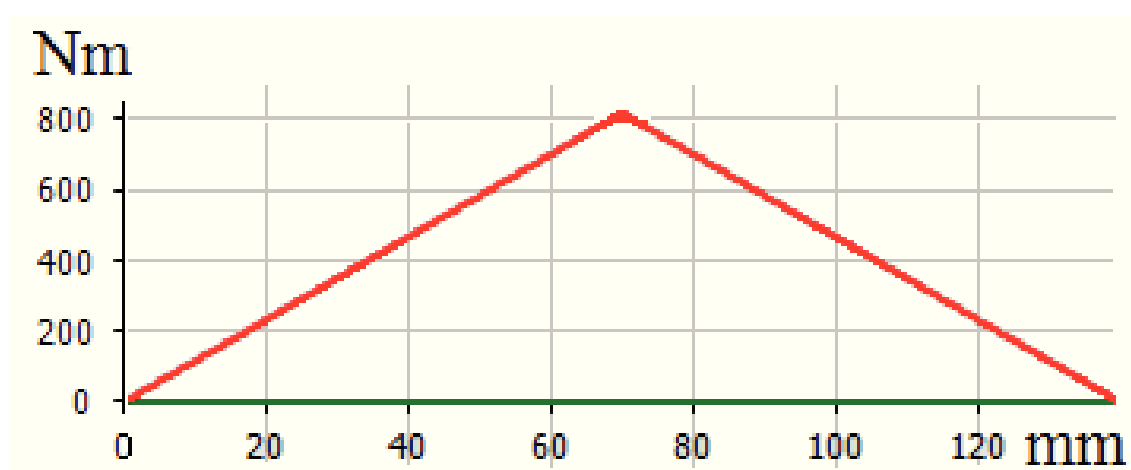
$$k = 10,5$$

Grafy zatížení

Následující obrázky (7.1 a 7.2) byly zpracovány programem MITCALC



Obrázek 7.1 - Průhyb



Obrázek 7.2 - Ohybový moment

7.2 Ložiska

Valivá ložiska jsou vyráběna v mnoha různých provedeních. Každý jednotlivý typ se vyznačuje unikátními vlastnostmi, které jsou dány jeho konstrukcí a použitým materiálem.

Navrhuji dvě soudečková ložiska, jejichž životnost by měla být větší než 5000 pracovních hodin a měly by být schopny snést horší pracovní podmínky. Kontrolní výpočet je proveden dle [6]

Tabulka 7.1 - Ložisko 22216 CAW33, [5]

$\varnothing d_1$	$\varnothing D_1$	B	C	C_0	m
80 mm	140 mm	33 mm	175 kN	234 kN	2,1 kg

Výpočet ekvivalentního zatížení

$$P = \frac{R_a}{2} \quad (27)$$

$$P = \frac{23405,47}{2}$$

$$P = 11702,74 \text{ N}$$

Výpočet minimálního ekvivalentního zatížení.

$$P_{\min} = 0,003 \cdot C \quad (28)$$

$$P_{\min} = 0,003 \cdot 175000$$

$$P_{\min} = 525 \text{ N}$$

C je dynamická únosnost ložiska

Z výpočtu v předcházejících kapitolách vyplývá, že i nejmenší tíhové zatížení splňuje tuto podmínku. Ložisko tedy nemusí být přidavně zatíženo.

Výpočet životnosti

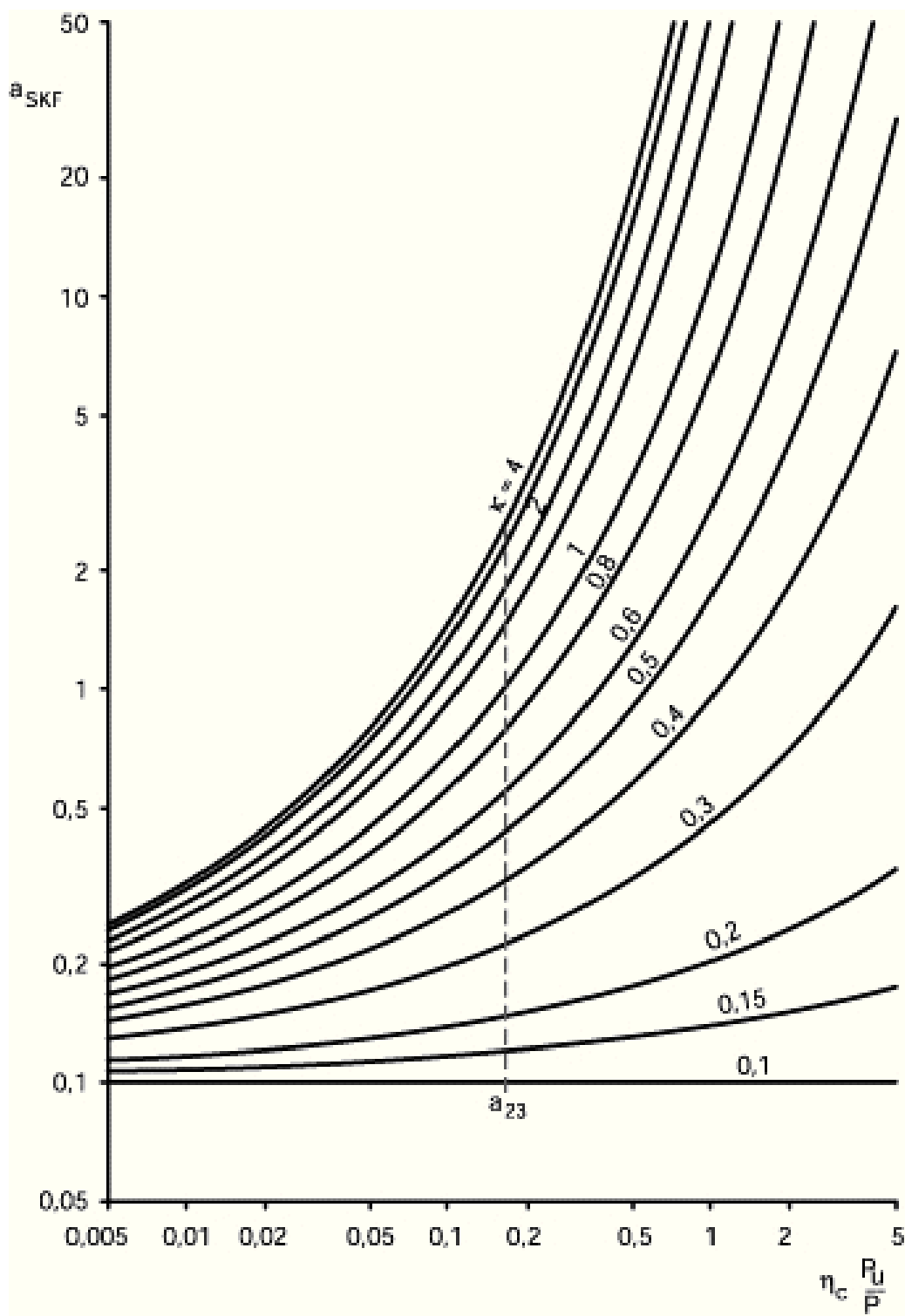
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (29)$$

$$L_{10} = \left(\frac{175000}{11485,79}\right)^{3,33}$$

$$L_{10} = 8164,34 \cdot 10^6 \text{ otáček}$$

Výpočet životnosti dle SKF

Životnost dle standartu SKF je vhodná pro ložiska pracující v těžším prostředí a snášející větší zatížení. Její součinitel a_{SKF} reprezentuje provozní podmínky ložiska. Udává stav mazání, poměr mezního zatížení a nečištění maziva. Jeho hodnoty jsou tabelizovány a jsou patrné z následujícího obrázku 7.1.



Obrázek 7.3 - diagram součinitele SKF [7]

Volené hodnoty

- Součinitel znečištění η_c volím 0.15, hodnotu typickou pro běžně opotřebované mazivo
- Viskózní poměr 0,5
- Součinitel havárie pro pravděpodobnost 10 % $a_1 = 1$

Výpočet určujícího součinitele

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} \quad (30)$$

$$0,15 \cdot \frac{2 \cdot 36}{11,7} = 0,92$$

Výsledná hodnota součinitele a_{SKF} rovna 0.85

Životnost dle SKF

$$L_{n,a} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (31)$$

$$L_{n,a} = 1 \cdot 1,4 \cdot 8164,34$$

$$L_{n,a} = 11430,076 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

Hodinová výdrž

$$L_{n,a_h} = \frac{L_{n,a}}{60 \cdot n} \quad (32)$$

$$L_{n,a_h} = \frac{11430,076}{60 \cdot 31.83}$$

$$L_{n,a_h} = 6063,655 \text{ hodin}$$

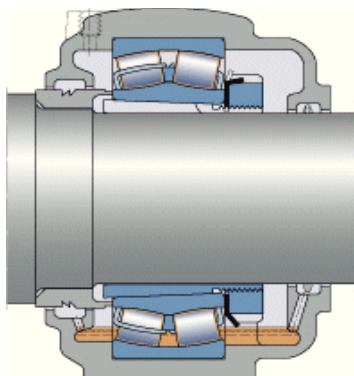
Vzhledem k zhoršeným provozním podmínkám, dávám při návrhu přednost výpočtu dle standardů SKF. Navržené ložisko je soudečkové, dvouřadé. Hlavní důvod pro tento výběr spočívá v možné nesouososti hřídele a kola. Soudečkové ložisko má kulovou oběžnou dráhu, a mělo by tedy drobnou odchylku vyrovnat. Je taky vhodné do vyšších teplot a zachovává si dobré mechanické vlastnosti i při značných zatíženích.

7.3 Mazání

Při svém pracovním nasazení musí být obě ložiska mazána. Snižuje se tak míra opotřebení oběžných drah a pravděpodobnost havárie ložiska.

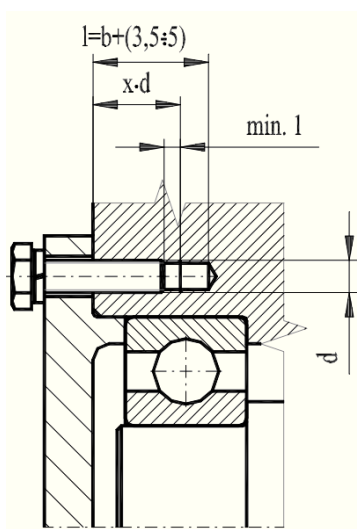
Návrh olejové lázně

K tomuto účelu je nutno zhotovit mazací oběh, který zajistí styk oleje s valivými tělesy. Nejjednodušší způsob mazání ložisek představuje konstrukce hermeticky uzavřeného prostoru (obrázek 7.4). Mazivo proudí otvorem ve šroubu do středu hřídele a stéká do olejové lázně. Zde dochází ke kontaktu maziva a ložiskových těles.

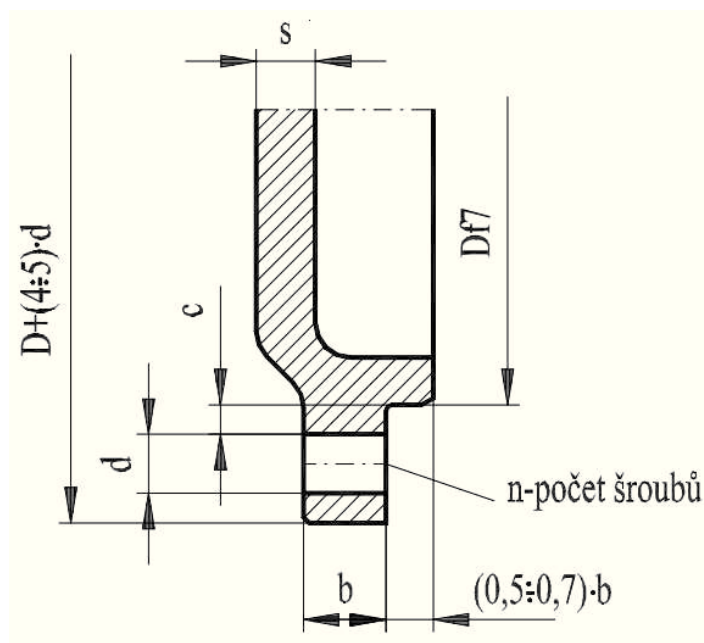


Obrázek 7.4 - Konstrukce olejové lázně [8]

Olejová kapsa, která obsahuje mazivo musí být velice dobře těsněna. V případě netěsnosti hrozí smočení kolejové dráhy, což by mělo negativní vliv na příčný posun shrnovače. Je tedy nutné navrhnout ložiskové víko a těsnění, které bude schopné zamezit průniku kapaliny do podvozkové skříně.



Obrázek 7.5 - Doporučené rozměry šroubů [9]



Obrázek 7.6 - Doporučený tvar víka [9]

Tabulka 7.2- Minimální možné rozměry [9]

Rozměr	D [mm]			
	≤ 50	≤ 80	≤ 120	> 120
$b=s$	4÷6	6÷8	8÷10	>12
$d\approx c$	5	6	8	10
n	3÷4	4	6	

Z obrázků (7.5), (7.6) a tabulky (7.2) vyplývá

$d = 7 \text{ mm}$

$b = 15 \text{ mm}$

$l = 20 \text{ mm}$

Dle ISO 4762 navrhnuji šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M6 x 25

Zahloubení šroubů ve víku je zhotoveno dle ČSN 021024.

Dle konstrukce kola stanovuji počet šroubů na 6, jejich závrtná délka je rovna 15 mm

Pro účel těsnění hřídele navrhnuji dle ČSN 02 9401 hřídelový kroužek GP – 60 – 75 – 8

Za účelem zvýšení těsnících účinků doporučuji při montáži těsnit dosedací plochy tmelem.

7.4 Pružina

Talířové pružiny mají tvar prstenců. Jsou axiálně zatěžovány. Hlavní parametry jsou vnitřní a vnější průměr, tloušťka materiálu a dovolené napětí. Typickým znakem talířových pružin je použití v sadách. Tato vlastnost zvyšuje únosnost, ale způsobuje tření mezi jednotlivými talíři. Sestavení sady může být buďto sousledné nebo nesousledné.

Vratná talířová pružina je instalována na obou koncích hřídele. Jednotlivé pružiny se opírají o hlavu přitlačného šroubu a druhým koncem dosedají na pojezdovou skříň. Z konstrukčních parametrů vyplývá, že maximální možný posuv je 8 mm. Pak nastává kontakt ložiskového víka a podvozkové skříně. Tím je dán maximální možný průhyb pružiny. Je nutné, aby byla na vnitřních a vnějších dosedacích plochách obrobena přitlačná ploška, která zajistí vznik třecí síly. Pokud by tomu tak nebylo, doházelo by k protáčení pružiny i s hřídelí, což by poškodilo jak samotnou pružinu, tak i podvozkovou skříň.

Dle údajů publikovaný [10] je maximální dovolené napětí rovno 3000 MPa a maximální stlačení nesmí přesáhnout $0.75h_0$.

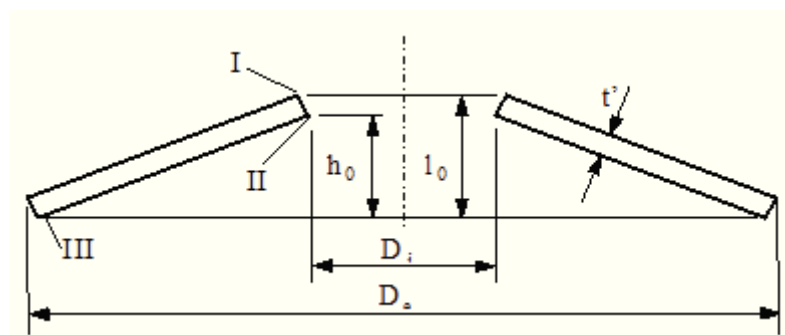
Mnou hledané údaje jsou tedy

- průměr čepu 61 mm
- velký průměr pružiny alespoň 150 mm
- zatěžující síla musí být větší než 35 kN

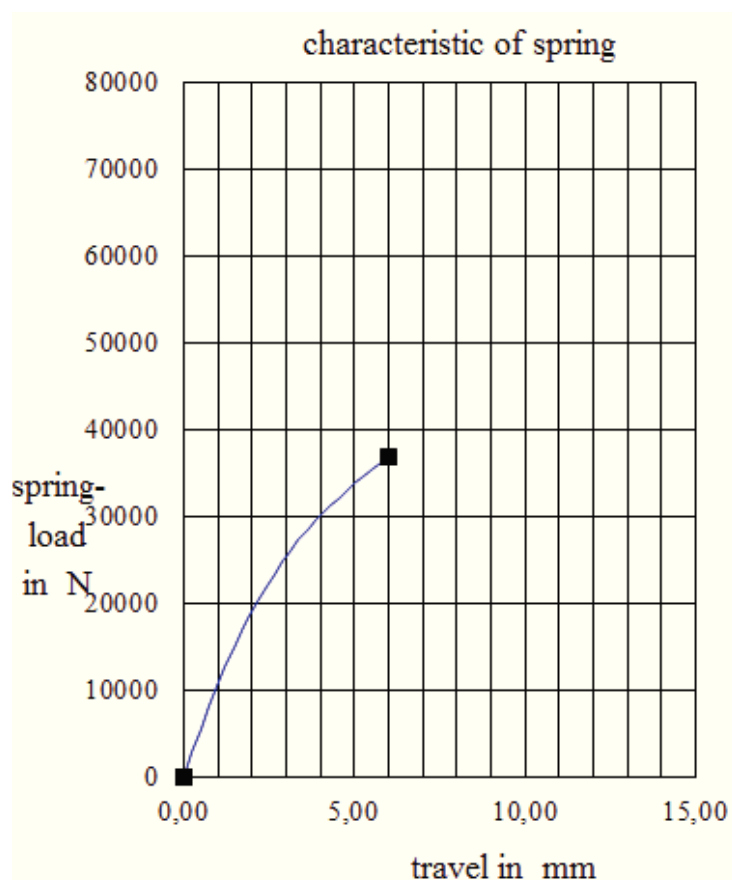
Navrhovaná pružina je z katalogu výrobce Grewis. Zatížení a deformace viz obrázek (7.8).

Tabulka 7.3 – Parametry talířové pružiny [11]

Jmenovité rozměry [mm]				Maximální zatěžování		
$\varnothing D_e$	$\varnothing D_i$	t	h_0	s_p	F_p	σ_p
200	61	6	12	6 mm	37 622 N	2 685 MPa



dimensions			
outer diam.:	$D_e =$	200,000	mm
inner diam.:	$D_i =$	61,000	mm
thickness:	$t =$	6,000	mm
red. thickness:	$t' =$	6,000	mm
spring height:	$l_0 =$	12,000	mm
data			
	$h_0 =$	6,000	mm
$h_0/t =$	1,000	$h_0/t' =$	6,000 mm
$h_0/t' =$	1,000	$D_e/D_i =$	3,279



Obrázek 7.7 - Charakteristika pružiny zpracovaná programem Mueba spring disc

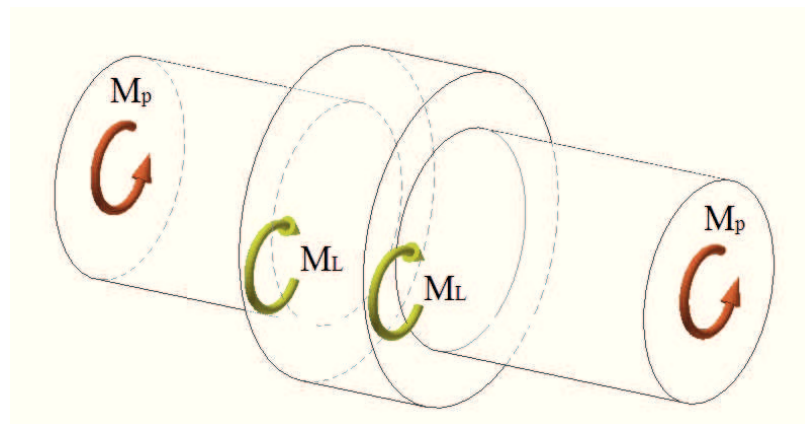
Návrh předpětí

Při chodu ložiska vzniká vlivem zatížení a viskozity maziva třecí moment, jehož velikost můžeme přibližně stanovit dle následujícího vztahu. Hodnotu součinitele tření ložiska volím dle [12], $\mu = 0,0018$. Pro lepší pochopení viz obrázek 7.9

$$M_L = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d \quad (33)$$

$$M_L = 0,5 \cdot 0,0018 \cdot 11702,74 \cdot 80$$

$$M_L = 842,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Obrázek 7.8 - Momentová charakteristika

Vztah pro velikost předpětí vyplývá z obrázku (7.7)

$$\sum M_{ia} = 0$$

$$0 = 2 \cdot M_L + 2 \cdot M_p \quad (34)$$

$$M_p = M_L \quad (35)$$

$$M_p = r_p \cdot F_p \cdot f_{ocel} \quad (36)$$

$$F_p = \frac{M_p}{r_p \cdot f_{ocel}}$$

$$F_p = \frac{842,6}{200 \cdot 0,15}$$

$$F_p = 0,63 \text{ N}$$

Navrhuji předepínací sílu $F_p = 300 \text{ N}$

7.5 Šrouby

Přítlačné šrouby jsou zavedeny na obou koncích hřídele. Jejich hlavní úloha je zabránit rotaci pružiny a zajistit návrat kola do původní polohy. Maximální zatížení šroubu je dáno příčící silou, od které je nutno odečíst předpětí pružiny.

Zvolený materiál **34CrS4** je dodáván firmou ACSteel, a je dostupný z [13]

- Re je rovno 640 MPa
- Rm dosahuje 950 MPa
- Statickou bezpečnost volím $k_s=3$

Návrh průměru šroubu dle [14]

$$\sigma_d \leq \sigma_{dov} \quad (37)$$

$$\frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (38)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot k_s \cdot F_0}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 34038}{\pi \cdot 640}}$$

$$d_3 \geq 14,26 \text{ mm}$$

Volím šroub **M30 x 1** pro který odpovídají tyto hodnoty:

Tabulka 7.4 - Hlavní rozměry závitu

Význam	Označení	Velikost [mm]
Velký průměr závitu	d_1	30
Střední průměr závitu	d_2	29,350
Malý průměr závitu	d_3	28,773
Rozteč	P	1
Stoupání	P_h	1
Úhel profilu	α	60

Úhel stoupání

$$\Psi = \tan^{-1} \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (39)$$

$$\Psi = \tan^{-1} \frac{1}{\pi \cdot 29,350}$$

$$\Psi = 0,62^\circ$$

Redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (40)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}}$$

$$\varphi' = 16,1^\circ$$

Podmínka samosvornosti

$$\Psi \leq \varphi' \quad (41)$$

$$0,62^\circ \leq 16,1^\circ$$

Výpočet tahového napětí

$$\sigma_d = \frac{F_0}{S} \quad (42)$$

$$\sigma_d = \frac{34038}{\frac{\pi \cdot 28,773^2}{4}}$$

$$\sigma_d = 52,38 \text{ Mpa}$$

Výpočet tečného napětí

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} \quad (43)$$

$$\tau = \frac{F_p \cdot \tan^{-1}(\Psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}}$$

$$\tau = \frac{300 \cdot \tan^{-1}(\Psi + \varphi') \cdot \frac{29,350}{2}}{\pi \cdot \frac{28,773^3}{16}}$$

$$\tau = 0,25 \text{ Mpa}$$

Statická kontrola dle Guestovy pevnostní hypotézy

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{52,38^2 + 4 \cdot 0,25^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 52,38 \text{ Mpa}$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} \quad (44)$$

$$k_s = \frac{640}{52,38}$$

$$k_s = 12$$

7.6 Návrh kluzného uložení

Příčící síly nahodile posouvají hřídel v axiálním směru. Je tedy nutné navrhnout kluzné uložení které tento pohyb umožní.

Navrhuji kluzné těleso PCM 606540 M, dostupné z [16].

Tabulka 7.5 - Hlavní rozměry kluzného pouzdra

d_{kt}	D_{kt}	B_{kt}	C	C_0	m
60 mm	65 mm	40 mm	280 kN	585 kN	0,14 kg

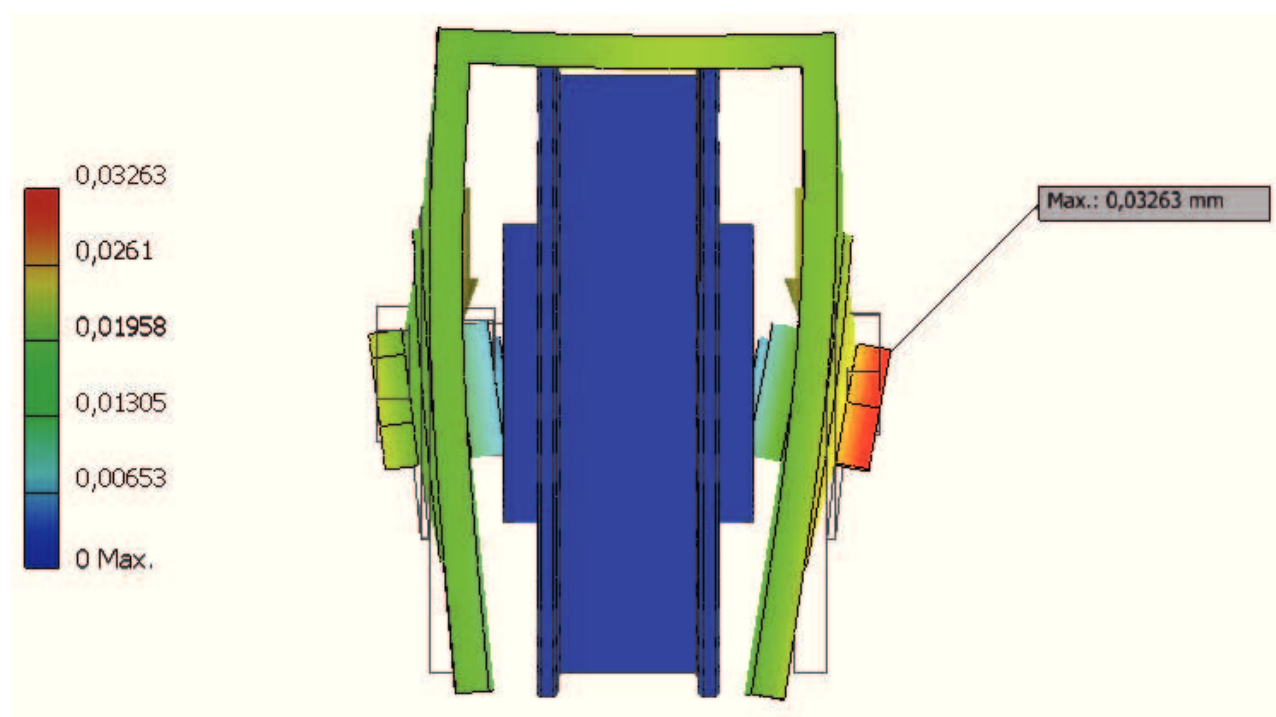
8 Metoda MKP

Cílem analýzy je zkontrolovat průhyb navrhovaného podvozku. Ten by měl být co nejmenší. Přílišný průhyb má negativní vliv na životnost kluzných pouzder a ložisek hřídele.

Simulovaný model je bez některých drobných spojovacích součástí, které nemají větší vliv na konečný výsledek, avšak svou tvarovou složitostí by značně prodloužili dobu výpočtu průhybu.

Síla působící na přední kola je $R_b = 23405,47 \text{ N}$

Analýza byla provedena programem Inventor. Vzhledem k jednoduchosti zatížení, není třeba zadávat další okrajové podmínky, jako například ruční dotyky nebo přidavné vazby.



Obrázek 8.1 - Průhyb kola

Z obrázku 8.1 plyne, že maximální hodnota průhybu je 0,03 mm. Vzdálenost od středu průhybu k místu s maximem je 152 mm. Z goniometrických vztahů pak vyplývá, že úhel naklonění v kluzném uložení je roven $0,002^\circ$. Maximální úhel naklonění je dle [15] roven $0,17^\circ$.

9 Závěr

Cílem této práce bylo snížit či zamezit opotřebení pojezdových kol příčného shrnovače. Za tímto účelem byla zvolena metoda pružného uložení kol v podvozkové skříni. Síla, která tento mechanismus stlačuje, vzniká stykem kola a kolejové dráhy. Při doteku dochází k deformaci pružiny a posunu kola.

Pružné uložení je sestaveno ze dvou talířových pružin, které zajišťují vratný pohyb hřídele. Přítlačné šrouby, které dopínají pružinu a brání jejímu protáčení, tuto sílu přenášejí. Hřídel, která podpírá kolo, je v rámci deformace pružiny axiálně hybná. Jsou na ni nalisovány dvě soudečková ložiska, která jsou přizpůsobena, možné výrobní nesouososti. Mazání ložiska je zajištěno mazacím otvorem, který je zhotoven v přítlačném šroubu. Skrz tuto díru proudí olej do hřídele, a odkud stéká do olejové lázně. Zde se stýká s valivými tělesy ložiska. Z důvodu zamezení průniku maziva do podvozkové skříně, bylo zkonstruováno ložiskové víko a navrženy potřebné doplňující součásti. Těsnění oblasti okolo hrdla víka je provedeno guferem.

Závěry plynoucí z výpočtové části

- Tíhové zatížení je téměř poloviční oproti zatížení dané třením materiálu na kluzných lištách. Je tedy nezbytné dodržovat maximální možné množství dopravovaných proudů a nepřetěžovat stroj. Při překročení limitu se neúměrně zvedá opotřebení.
- Úhel šikmení je závislý na kolovém tlaku. Ten stoupá s třecím momentem dopravovaného materiálu. Pokud by se podařilo zkonstruovat palce, které by nepřenášely celou třecí sílu, opotřebení by bylo několikanásobně menší.
- I když se zpočátku zdálo, že tepelné účinky materiálu budou hlavním důvodem šikmého pojezdu jeřábu, měření ukázalo jen nepatrnou odchylku s teplotou okolí. Krytování stroje je tedy dostačující.

Závěrem bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za ochotu, čas a trpělivost. Dále pak konzultantovi firmy ArcelorMittal a.s., panu Vladimíru Římanovi, za cenné rady a připomínky.

10 Seznam použité literatury

- [1] Nextsense s.r.o.: Defect module [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.nextsense.at/__we_thumbs__/1212_2_Messung_Raddefekt.jpg>
- [2] Katalog Temex.: Omezení priceni jerabu [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.temex.cz/katalog-obrazku/produkt-97/1028-omezeni-priceni-jerabu.pdf>>
- [3] MUSÍLEK, Josef. Příčné horizontální síly mezi mostovým jeřábem a jeřábovou drahou : disertační práce. Praha : České vysoké učení technické v Praze, Fakulta stavební, listopad 2008. 105 l., 40 l. příloh. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Tomáš Vraný, CSc.
- [4] Schneider-electric s.r.o.: Zamezení přičení mostu [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.schneider-electric.cz/documents/original-equipment-manufacturers/afb/hoisting/anti-crab.pdf>
- [5] Dimensor: Hlavní katalog [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.dimensor.cz/editor/image/eshop_menu/dbf_file_3.pdf>
- [6] ČSN ISO 281. Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost, Praha 2, Vydavatelství ÚNMZ, 2008. 49s.
- [7] SKF: Diagram 4 - Factor aSKF for thrust roller bearings [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.skf.com/binary/21-3503/0004d04_tcm_12-3503.gif>
- [8] SKF: Obr. 1 - Olejová lázeň [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.skf.com/binary/151-3581/0009f04_tcm_12-3581.gif>
- [9] Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava: Konstrukce strojních částí tekutinových systémů [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Skripta_KSCTS.pdf>
- [10] ČSN 02 6061. Talířové pružiny, Praha 10- Hostivař, Vydavatelství ÚNM, 1977. 5s.
- [11] Katalog GREWIS s.r.o.: Tabulka [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.grewis.cz/download/tp_3.pdf>
- [12] Exvalos.: Tření [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_04_Treni.pdf>

[13] Katalog AC Steel: Katalog ac steel 2008 [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.acsteel.cz/resources/download/katalog-ac-steel.pdf>

[15] BOHÁČEK, F. Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska. Brno: VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.

[16] Proprumysl.: Kluzné pouzdro [online], [cit. 2014-05-13]. Dostupný z WWW: < <http://proprumysl.cz/pouzdro-kluzne-ocel-pom-skf-pcm-606540-m/> >

11 Seznam obrázků

Obrázek 1.1 - Příčný shrnovač ZPO3	11
Obrázek 1.2 - Dopravovaný materiál.....	12
Obrázek 1.3 - Dvojkolí CFF	14
Obrázek 1.4 - Podvozek CFM	14
Obrázek 1.5 - Podvozek IFF	15
Obrázek 1.6 - Podvozek IFM.....	15
Obrázek 2.1 - Zátížení mostu.....	17
Obrázek 2.2 - Zátížení levé nápravy	18
Obrázek 2.3 - Zátížení krutem	19
Obrázek 2.4 - Vada kola	20
Obrázek 3.1 - Záznamy společnosti Temex.....	21
Obrázek 3.2 - Šikmý běh kola	22
Obrázek 3.3 - Model šikmého běhu dle Hannovera	23
Obrázek 5.1 - Závislost součinitele tření na úhlu šikmení.....	27
Obrázek 6.1 - Lobův model přičení	28
Obrázek 6.2 - schéma uložení senzorů	30
Obrázek 6.3 - Vodicí kladka	31
Obrázek 7.1 - diagram součinitele skf	35
Obrázek 7.2 - Konstrukce olejové lázně	37
Obrázek 7.3 - Doporučené rozměry šroubů.....	37
Obrázek 7.4 - Doporučený tvar víka.....	38
Obrázek 7.5 - Charakteristika pružiny zpracovaná programem Mueba spring disc.....	40
Obrázek 8.1 - Průhyb kola	45

12 Seznam tabulek

Tabulka 1.1 - Technické parametry shrnovače	13
Tabulka 3.1 - Součinitel přičení [3]	24
Tabulka 7.1 - Ložisko 22216 CAW33 [5].....	34
Tabulka 7.2 - Doporučené rozměry [9].....	38
Tabulka 7.3 – Parametry talířové pružiny [11]	39
Tabulka 7.4 - Hlavní rozměry závitu	42
Tabulka 7.5 - Hlavní rozměry kluzného pouzdra.....	44

Seznam výkresové dokumentace

Výrobní výkres – Dam0013-1 (Velký šroub)

Výrobní výkres – Dam0013-2 (Šroub)

Výrobní výkres – Dam0013-3 (Distanční kruh)

Výrobní výkres – Dam0013-4 (Víko)

Výrobní výkres – Dam0013-5 (Hřídel)

Výkres sestavy – Dam0013-6 (Sestava)